

**Conferința Națională Multidisciplinară
„PROFESORUL ION D. LĂZĂRESCU
FONDATORUL ȘCOLII ROMÂNEȘTI
DE TEORIA AȘCHIERII”
Ediția a VIII-a
Cugir, 13 decembrie 2024**

SISTEM CU ȘTERGĂTOARE DE PARBRIZ COMPLIANTE

Romică-Alin JURAVLE,
Simona NOVEANU, Daniela MARIAN

SYSTEM WITH COMPLIANT WIPERS

Abstract: In this paper, some variants for a wiper system have been designed, consisting of two distinct modules: one for the positioning, and another with compliant wipers. The paper presents two different designs for the compliant wipers where after the finite element analysis it obtained different results. Also, these variants were fabricated with 3D printing technology.

Keywords: wiper, compliant mechanisms, finite element analysis

Cuvinte cheie: ștergător de parbriz, mecanisme compliante, analiză cu element finit.

1. Introducere

În ultimii ani, industria auto a cunoscut transformări semnificative, determinate de avansurile tehnologice, schimbările reglementărilor de mediu și cerințele crescânde ale consumatorilor. Autoturismele rutiere, pilonul principal al mobilității personale și comerciale, sunt supuse unei

evoluții rapide care redefinește conceptele de performanță, siguranța și sustenabilitate.

Ștergătoarele de parbriz reprezintă un element esențial al siguranței auto, asigurând vizibilitatea clară a șoferului în condiții meteorologice adverse. Deși sunt adesea trecute cu vederea în comparație cu alte componente tehnologice avansate ale vehiculelor moderne, ștergătoarele au evoluat semnificativ de la invenția lor din primele decenii. Importanța lor în menținerea siguranței rutiere nu poate fi subestimată, având un rol critic în prevenirea accidentelor cauzate de vizibilitatea redusă.

Mecanismele cu cuple flexibile reprezintă o clasă inovatoare de mecanisme care utilizează deformația elastică a materialului pentru a realiza mișcarea și transferul de forță, care, în literatura de specialitate se numesc mecanisme compliante [1], [2].

Mecanismele compliante în domeniul auto sunt elemente sau sisteme care permit flexibilitatea și adaptabilitatea în funcționarea diferitelor componente ale vehiculului. Aceste mecanisme sunt proiectate pentru a absorbi vibrațiile, pentru a compensa aliniamentele imprecise și pentru a îmbunătăți confortul, siguranța și eficiența vehiculului în diverse condiții de utilizare.

Cuplele cinematice din cadrul mecanismelor clasice permit rotația și/sau translația relativă între două elemente cinematice într-un mod controlat și eficient. În general, cuplele rigide sunt utilizate pentru transmiterea mișcărilor precise și pentru menținerea aliniamentului, în timp ce cuplajele flexibile permit o anumită flexibilitate în mișcare și absorbția vibrațiilor sau a șocurilor.

În această lucrare se prezintă un studiu privind dezvoltarea unei familii de ștergătoare de parbriz compliante, iar rezultatele aduc plus valoare domeniului autovehiculelor rutiere respectiv de a alinia acest domeniu la noile tehnologii de fabricație și direcțiilor de dezvoltare a tehnicii.

2. Proiectarea și analiza sistemului

În acest capitol se propune un sistem de ștergătoare de parbriz, care este compusă din două subsansamble: subsansamblu cu mecanismul de acționare pentru ștergătoarele de parbriz și subsansamblu de ștergător de parbriz compliant în două variante constructive.

2.1 Proiectarea și analiza cinematica a mecanismului de acționare a ștergătoarelor

Subansamblul de acțiune a ștergătoarelor de parbriz, are ca baza de plecare un mecanism similar cu cel al unor autovehicule utilizate în prezent. Cotele de gabarit alese sunt: 560 mm x 107,7 mm, iar modelul 3D al mecanismului de acțiune a ștergătorului este prezentat în figura 1 unde, se poate observa că este compus din patru cuple cinematice simple de clasa a V-a și o cuplă cinematică dublă de clasa a V-a [3].



Fig. 1. Dimensiuni de gabarit ale mecanismului de acțiune

Pentru analiza cinematică a mecanismului de acțiune (Fig. 2) se realizează schema structurală pentru o jumătate de mecanism (cealaltă parte fiind similară) conform figurii 2a. Astfel că, se consideră mecanismul patrulater cu schema cinematică, la care sunt cunoscute lungimile elementelor cinematice și parametrul unghiular de la intrare. Realizăm analiza cinematică a mecanismului (calculul pozițiilor, vitezelor și accelerațiilor) prin metoda funcțiilor de transmitere [4].

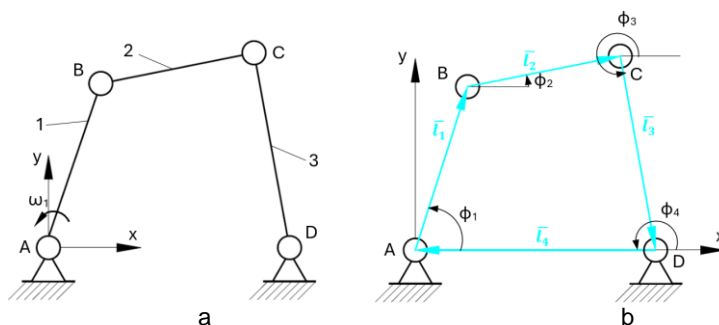


Fig.2. Mecanismul patrulater – analiza cinematică

Se atașează vectori (conform Figurii 2b) la elementele cinematice, cu bazele, respectiv vârfurile în centrele de rotație a cuplelor cinematice de clasa a V-a.

Pentru a determina funcția de transmitere de ordin zero, se scrie ecuația de închidere a conturului vectorial din Figura 2b, astfel:

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_3 + \bar{l}_4 = 0 \quad (1)$$

Proiectând pe axe vectorii aferenți, se obține:

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_2 \cdot \cos \varphi_2 + l_3 \cdot \cos \varphi_3 + l_4 \cdot \cos \varphi_4 = 0 \\ l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \cdot \sin \varphi_2 + l_3 \cdot \sin \varphi_3 + l_4 \cdot \sin \varphi_4 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

unde lungimile elementelor cinematice l_1 , l_2 , l_3 și l_4 sunt constante, iar, $\varphi_4 = 180^\circ$, rezultă astfel:

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_2 \cdot \cos \varphi_2 + l_3 \cdot \cos \varphi_3 - l_4 = 0 \\ l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \cdot \sin \varphi_2 + l_3 \cdot \sin \varphi_3 = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Analiza cinematică prin metoda funcțiilor de transmitere pentru mecanismul patrulater se poate realiza pentru elementul cinematic 2 sau elementul cinematic 3.

Pentru a calcula funcția de transmitere de ordin zero pentru elementul cinematic condus 3, se elimină variabila φ_2 din ecuația (1.3), astfel rezultă:

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_3 \cdot \cos \varphi_3 - l_4 = -l_2 \cdot \cos \varphi_2 \\ l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_3 \cdot \sin \varphi_3 = -l_2 \cdot \sin \varphi_2 \end{cases} \quad (4)$$

Rezultă expresia funcției de transmitere de ordin zero, pentru elementul condus 3:

$$R_3(\varphi_1, \varphi_3) = l_1^2 - l_2^2 + l_3^2 + l_4^2 + 2l_1l_3 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - 2l_1l_4 \cdot \cos \varphi_1 - 2l_3l_4 \cos \varphi_3 = 0 \quad (5)$$

Rezolvând (5), rezultă deplasarea unghiulară a elementului cinematic 3 în raport cu deplasarea unghiulară de la intrare a elementului conducător 1 și parametrii geometrici:

$$\varphi_3 = 2\pi - \arctg\left(\frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_4 - l_1 \cos \varphi_1}\right) - \arccos\left(\frac{l_1^2 - l_2^2 + l_3^2 + l_4^2 - 2l_1 l_4 \cos \varphi_1}{2l_3 \cdot \sqrt{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1 l_4 \cos \varphi_1}}\right) \quad (6)$$

Rezultă forma vitezei unghiulare pentru elementul cinematic 3:

$$\omega_3 = R'_3 \cdot \omega_1 \quad (7)$$

Conform relației funcției de transmitere de ordin 1, pentru elementul cinematic 3, rezultă:

$$R'_3 = -\frac{\frac{\partial R_3}{\partial \varphi_1}}{\frac{\partial R_3}{\partial \varphi_3}} \quad (8)$$

Calculând derivatele parțiale ale ecuației (1.8), rezultă:

$$\frac{\partial R_3}{\partial \varphi_1} = -2l_1 l_3 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + 2l_1 l_4 \sin \varphi_1 \quad (9)$$

și

$$\frac{\partial R_3}{\partial \varphi_3} = 2l_1 l_3 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + 2l_3 l_4 \sin \varphi_3 \quad (10)$$

Înlocuind în relația (8) relațiile (9) și (10), rezultă expresia funcției de transmitere de ordin întâi, pentru elementul condus 3:

$$R'_3 = \frac{l_1 l_3 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) - l_1 l_4 \sin \varphi_1}{l_1 l_3 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + l_3 l_4 \sin \varphi_3} \quad (11)$$

Înlocuind R'_3 în ecuația (7) viteza unghiulară al elementului cinematic 3, are forma:

$$\omega_3 = \frac{l_1 l_3 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) - l_1 l_4 \sin \varphi_1}{l_1 l_3 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + l_3 l_4 \sin \varphi_3} \cdot \omega_1 \quad (12)$$

Pentru determinarea accelerației elementului cinematic 3, se particularizează relația (8), unde se ține cont de parametrii variabili și se obține:

$$\varepsilon_3 = R''_3 \omega_1^2 + R'_3 \varepsilon_1. \quad (13)$$

Înlocuind în ecuația (3), rezultă forma funcției de transmitere de ordin doi pentru elementul cinematic 3:

$$R''_3 = - \frac{\frac{\partial^2 R_3}{\partial \varphi_1^2} + 2R'_3 \frac{\partial^2 R_3}{\partial \varphi_1 \partial \varphi_3} + (R'_3)^2 \frac{\partial^2 R_3}{\partial \varphi_3^2}}{\frac{\partial R_3}{\partial \varphi_3}} \quad (14)$$

Calculând derivatele parțiale, rezultă:

$$\frac{\partial^2 R_3}{\partial \varphi_1^2} = -2l_1 l_3 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) + 2l_1 l_4 \cos \varphi_1, \quad (16)$$

$$\frac{\partial^2 R_3}{\partial \varphi_3^2} = -2l_1 l_3 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) + 2l_3 l_4 \cos \varphi_3, \quad (17)$$

$$\frac{\partial^2 R_3}{\partial \varphi_1 \partial \varphi_3} = 2l_1 l_3 \cos(\varphi_1 - \varphi_3), \quad (18)$$

Rezultă forma funcției de transmitere de ordin doi pentru elementul cinematic 3.

$$R_3'' = \frac{l_1[l_3(1 - 2R_3') \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - l_4 \cos \varphi_1]}{l_3[l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + l_4 \sin \varphi_3]} + \frac{l_3(R_3')^2[l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - l_4 \cos \varphi_3]}{l_3[l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + l_4 \sin \varphi_3]} \quad (19)$$

Înlocuind în relația (13) relațiile (12) și (19) se obține accelerația unghiulară pentru elementul cinematic 3. Cunoscând viteza și accelerația unghiulară pentru elementul cinematic 3, se poate determina accelerația oricărui punct de pe acesta.

2.2 Proiectarea și analiza cu element finit a ștergătoarelor de parbriz compliant

Având ca bază de proiectare un ștergător de parbriz clasic, se proiectează un ștergător de parbriz compliant în două variante constructive cu cotele de gabarit 520 mm x 41 mm.

În figura 3 este prezentată prima variantă constructivă pentru ștergătorul de parbriz compliant, care are cuple flexibile în formă de V cu unghiul de înclinare 20°.

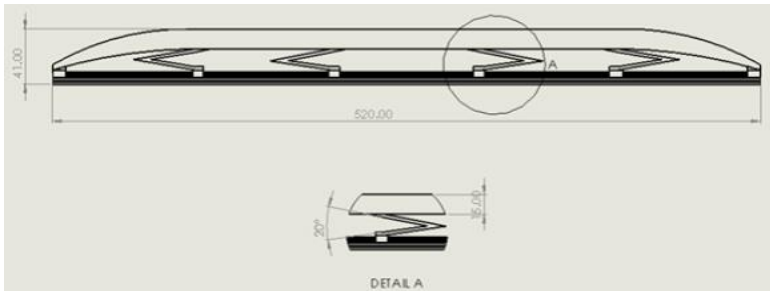


Fig. 3 Vedere frontală a subansamblului ștergătorului de parbriz compliant varianta 1

După modelarea 3D se realizează analiza cu element finit, pentru care s-a utilizat materialul plastic PET (Tabel 1) pentru cadrul ștergătorului de parbriz.

Tabel 1

Property	Value	Units
Elastic Modulus	2960000000	N/m ²
Poisson's Ratio	0.37	N/A
Shear Modulus		N/m ²
Mass Density	1420	kg/m ³
Tensile Strength	57300000	N/m ²
Compressive Strength	92900000	N/m ²
Yield Strength		N/m ²
Thermal Expansion Coefficient		/K
Thermal Conductivity	0.261	W/(m·K)

Caracteristicile materialului pentru lamela de ștergere din cauciuc sunt prezentate în Tabelul 2.

Tabel 2

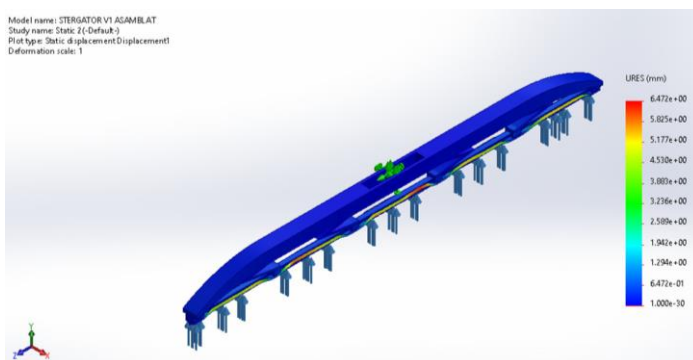
Property	Value	Units
Elastic Modulus	10000	N/m ²
Poisson's Ratio	0.45	N/A
Shear Modulus		N/m ²
Mass Density	960	kg/m ³
Tensile Strength	20000000	N/m ²
Compressive Strength		N/m ²
Yield Strength		N/m ²
Thermal Expansion Coefficient		/K
Thermal Conductivity		W/(m·K)

Iar pentru lamela de rigidizare, caracteristicile de material sunt conform Tabelului 3.

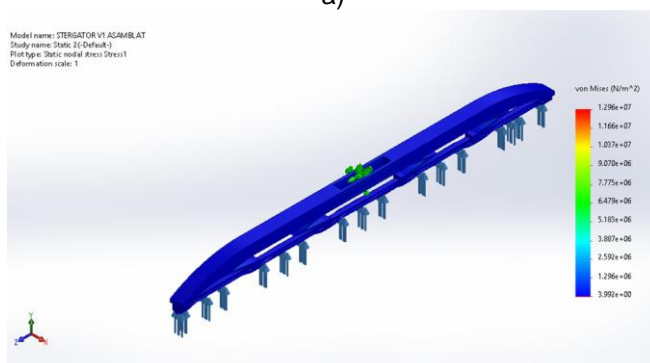
Tabel 3

Property	Value	Units
Elastic Modulus	6.9e+10	N/m ²
Poisson's Ratio	0.33	N/A
Shear Modulus	2.7e+10	N/m ²
Mass Density	2700	kg/m ³
Tensile Strength	68935600	N/m ²
Compressive Strength		N/m ²
Yield Strength	27574200	N/m ²
Thermal Expansion Coefficient	2.4e-05	/K
Thermal Conductivity	200	W/(m·K)

Rezultatele, în urma analizei cu element finit, pentru tensiuni și deplasări sunt prezentate în figura 4.



a)



b)

Fig 4 Rezultate după analiza cu element finit pentru tensiuni și deplasări

Se observă că deformația maximă (Fig. 4a) este în zona de mijloc a lamelei elastice și are valoarea 6,47 mm, iar tensiunea maximă von Mises (Fig. 4b) are valoarea $1,29 \times 10^7$ [N/mm²] care este mai mică decât tensiunea admisibilă.

Modelul 3D pentru varianta a doua a ștergătorului de parbriz compliant este prezentat în figura 5a, având ca și specific lamelele paralele și poziționate la un unghi de 30°.

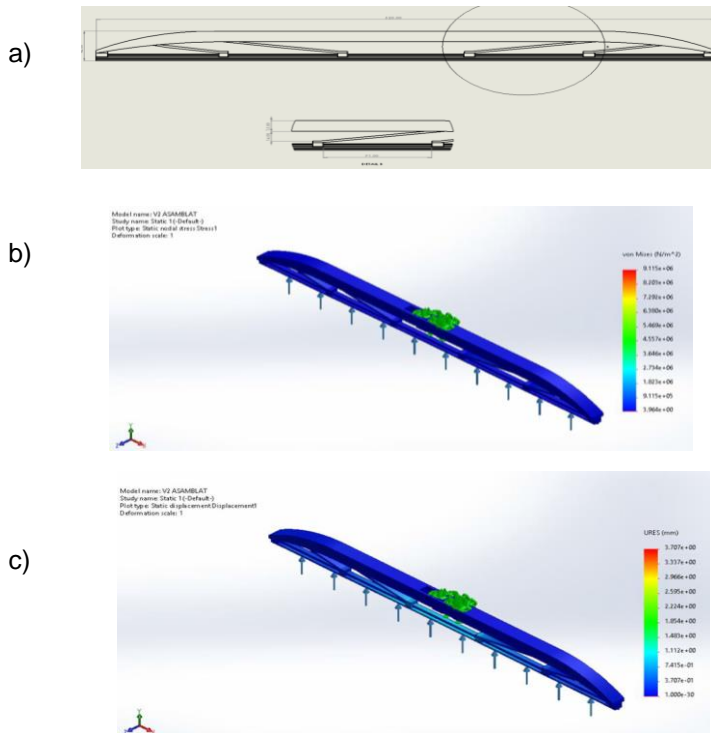


Fig. 5 Subansamblului ștergătorului de parbriz compliant varianta 2

În urma analizei cu element finit tensiunea maximă von Mises (Fig. 5b) are valoarea $9,11 \times 10^6$ N/mm², deplasarea maximă (Fig. 5c) are valoarea 3,70 mm, mai mică decât la varianta 1.

3. Realizarea prototipului

În urma rezultatelor, s-a stabilit ca execuția prototipului să se realizeze pentru varianta 1, prin fabricație aditivă, utilizând o imprimantă 3D BambuLab P1P care folosește un filament de 1,75 mm având duza de 0,4 mm cu o rezoluție de 0.2 mm, având o temperatură maximă de 290 °C, cu o viteză maximă de imprimare de 20.000 mm/s. Acest tip de imprimantă este compatibilă cu filament : PLA, PET, ABS, etc. Pregătirea pentru fabricație este prezentată în figura 6.

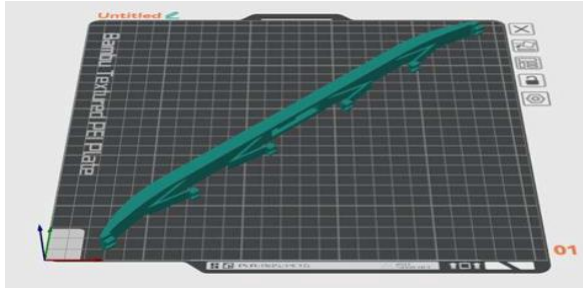


Fig. 6 Model pentru imprimare 3D varianta1

Se realizează două variante conform figurii 7, primul cadru de ștergător de parbriz are dimensiunile de gabarit de 520 mm x 35 mm și o lățime de 17mm și a fost realizat la scara 2:1, iar al doilea la scara 1:1.



Fig. 7 Subansamblu ștergător de parbriz compliant

4. Concluzii și direcții de dezvoltare

În cadrul lucrării s-au proiectat, analizat și fabricat două variante constructive pentru subansamblul ștergător de parbriz compliant.

În urma analizei cu element finit s-a obținut cea mai mare deplasare de 6,47 mm pentru varianta constructivă 1 a cadrului fabricat din materialul PET, iar cea mai mare tensiune de $9,11e+06$ pentru varianta constructivă 2.

În continuare se propun următoarele direcții de cercetare: realizarea cadrului ștergător de parbriz compliant din materiale mai performante și amplasarea unor senzori de presiune pe suprafața lamei din cauciuc pentru a se putea observa punctele care adera pe suprafața parbrizului auto, precum și realizarea prototipului pentru mecanismul de acționare a ștergătoarelor de parbriz.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Lobontiu, Nicolae, „Compliant Mechanisms. Design of Flexure Hinges, CRC Press, New York, 2021.
- [2] Noveanu, Simona, „Sisteme mecanice de precizie”, UTPRESS, Cluj-Napoca, 2021.
- [3] Juravle, Romica-Alin, „Proiectarea, modelarea si realizarea unui familii de stergatoare de parbriz compliante” Lucrare de licenta, Universitatea Tehnica din Cluj-Napoca, Iulie 2024.
- [4] Noveanu, Simona, „Mecanisme cu bare”, UTPRESS, Cluj-Napoca, 2021.
- [5] Noveanu, Simona, Dan Cristian Noveanu and Ioan Alexandru Ivan. “Compliant Gripper for Biological Cells Manipulation.” Int. Conf. and Exposition On Electric and Power Engineering, October 2024.

Această lucrare este susținută de către Laboratorul de cercetare al Universității Tehnice din Cluj-Napoca, „Precision Systems and Compliant Mechanisms Laboratory- ProSyMc”.

Masterand Ing. Romica-Alin JURAVLE,
Director ProSyMc Conf.Dr.Ing. Simona NOVEANU, membru AGIR
Departamentul de Mecatronică și Dinamica Mașinilor,
Facultatea de Autovehicule Rutiere, Mecatronică și Mecanică,
Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
e-mail: Juravle.Ro.Romica@student.utcluj.ro,,
e-mail: simona.noveanu@mdm.utcluj.ro

Conf..Dr.Ing. Daniela MARIAN,
Departamentul de Matematica,
Facultatea de Automatica si Calculatoare,
Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
e-mail: daniela.marian@math.utcluj.ro